

VŠB – Technická Univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Návrh ohříváku vody pro kotel na biopaliva

Water Heater Desing for Biomass Boiler

Student: Marek Skočík  
Vedoucí bakalářské práce: Doc. Ing. Zdeněk Kadlec, PhD.

Ostrava 2012

## Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Skočík**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení  
Téma: **Návrh ohříváku vody pro kotel na biopaliva**  
**Water Heater Design for Biomass Boiler**

Zásady pro vypracování:

Návrh ohříváku vody o výkonu 1,0 MW, bude obsahovat:

1. Stechiometrii spalování (výpočet množství spalin).
2. Tepelný výpočet výměníku voda - spaliny.
3. Schematické provedení výměníku.

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] BLAHOŽ, V., KADLEC, Z. *Základy sdílení tepla*. 2.vyd. Ostrava: Cicero, 2000. 110 s. Edice SPBI Spektrum, ISBN 80-902001-1-7.  
[2] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: ČVUT, 2002.  
[3] ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEYSSLER, J. *Parní kotle*. 1 vyd. Praha: SNTL 1983. 864 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě: 21. 5. 2012

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, же Высoкá школа ба́нская – Техни́кая универзита Ostrava (дále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было сjeднáно, же с VŠB-TUO, в пpипаде́ зájму з její strany, узавpу лицен́ный сmlouvu s oпpáвнením уžití dílo в rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было сjeднáно, же ужит́ своё dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci к jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oпpáвнeна в takovém пpипаде́ ode mne požádat пpимéренный пpиспeвек на úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO на vytvóрeнии díla vynalóжены (аž до jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, же odevздáním své práce souhlasím se zveřejněníм své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších пpедписů, без oлдeду на výsledek její oбhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2012

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Marek Skočík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Mutěnice 987 Nová

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Skočík, M. *Návrh ohříváku vody pro kotel na biopaliva, bakalářská práce;*  
Ostrava : VŠB - Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky,  
2012, 43 s. Vedoucí práce: Kadlec, Z.

Bakalářská práce se v úvodu zabývá tepelnými výměníky a jejich rozdělení. Dále obsahuje krátké pojednání o dřevě jako palivu. V praktické části je proveden stechiometrický výpočet spalín, tepelný výpočet výměníku tepla voda - spaliny. V grafické části je uvedeno schéma počítaného výměníku tepla.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

Skočík M. *Water Heater Desing for Biomass Boiler, Bachelor thesis;*  
Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering,  
Department of Energy Engineering, 2012, 43 p. Thesis head: Kadlec, Z.

This bachelor thesis deals with heat exchangers and their classification. It also contains a short treatment of the topic of using wood as fuel. In the practical part, the stoichiometric calculation of combustion gases and the thermal calculation of the water-combustion-gas heat exchanger are performed. The graphic part consists of a schematic of the analyzed heat exchanger.

Klíčová slova:

- Výměník tepla
- Biopaliva
- Stechiometrický výpočet
- Tepelný výpočet

Key words:

- heat exchanger
- Biofuel
- stoichiometric calculation
- thermal calculation

## Obsah

1	Seznam použitých značek a Symbolů.....	7
2	Úvod .....	8
3	Výměníky tepla.....	9
3.1	Rozdělení podle účelu .....	9
3.2	Rozdělení podle způsobu prostupu tepla.....	10
3.3	Rozdělení způsobu přenosu energie .....	11
3.4	Rozdělení podle směru vzájemného proudění medií .....	11
3.5	Konstrukce rekuperačních tepelných výměníků .....	13
4	Volba paliva.....	16
4.1	Vlhkost dřeva .....	17
5	Výpočtová část.....	20
5.1	Palivo.....	20
5.2	Množství prvků hořlaviny v surovém palivu .....	21
5.3	Výpočet spalovacího vzduchu.....	22
5.4	Výpočet měrného množství spalin .....	23
5.5	Složení spalin .....	24
5.6	Procentuální zastoupení jednotlivých složek ve spalinách .....	25
5.7	Adiabatická teplota plamene .....	26
6	Výpočet teplosměných ploch.....	28
6.1	Volba materiálu .....	29
6.2	Teplota na konci ohříváku.....	30
6.3	Střední logaritmický rozdíl teplot .....	30
6.4	Přestup tepla konvekcí na straně spalin .....	31
6.5	Přestup tepla sáláním.....	33
6.6	Přestup tepla konvekcí na straně vody .....	35
7	Závěr .....	39
8	Použitá literatura.....	40
9	Seznam příloh .....	42
10	Přílohy.....	43

# 1 Seznam použitých značek a Symbolů

$A^d$	[%]	Množství popeloviny v sušině
$A^r$	[%]	Množství popeloviny v surovém stavu
$C^{daf}$	[%]	Množství uhlíku v hořlavině
$d$	[m]	Průměr
$P$	[kW]	Výkon
$Re$	-	Reynoldsovo kritérium
$Pr$	-	Prandtlovo kritérium
$Q_i^r$	[MJ/kg]	Výhřevnost paliva
$T$	K	Absolutní teplota
$V_{vzd,s}^t$	[m <sup>3</sup> /kg]	Teoretický objem suchého vzduchu
$O$	[m]	Omočený obvod
$Nu$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Nusseltovo kritérium
$W^r$	[%]	Množství vody v surovém stavu
$a$	-	Stupeň černosti
$k$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla
$\dot{m}_v$	[kg/s]	Průtok vody
$\dot{m}_{pal}$	[kg/s]	Množství paliva
$i$	[kJ/kg]	Entalpie
$p$	[MPa]	Tlak
$t$	[°C]	Teplota
$\alpha$	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla
$\Delta t$	[°C]	Střední logaritmická teplota
$\lambda$	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Tepelná vodivost
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota
$\omega$	[m/s]	Rychlost proudění

## 2 Úvod

Z důvodů častých diskuzí o postupném úbytku fosilních paliv, se v posledních letech věnuje velká pozornost obnovitelným zdrojům a jejich začlenění do celkového podílu vyráběné elektřiny. Také Česká republika se zavázala, v rámci Evropské unie, zvyšovat podíl obnovitelných zdrojů. V geografických podmínkách České republiky, které využití obnovitelných zdrojů příliš neumožňují, se jeví jako jedním z nejvhodnějších zdrojů biomasa.

V této bakalářské práci se věnuji návrhem tepelného výměníku pro kotel na palivové dřevo. Nejprve uvádím problematiku výměníků tepla a jejich konstrukční řešení. Při výpočtech vycházím z výpočtu spalín vznikajících při spalování paliva a následném spočítání teploty plamene. Dále se v bakalářské práci zabývám tepelným výpočtem výměníku tepla a jeho konstrukčním řešením.



### 3 Výměníky tepla

Výměníky tepla slouží pro přenos tepelné energie mezi dvěma nebo více teplonosnými médii. Ohřívající (teplejší) médium předává tepelnou energii ohřívanému médiu (studenější) za doprovodu různých termomechanických procesů například změna teploty, kondenzace nebo vypařování. Nejrozšířenější využití tepelných výměníků je v energetice, ale mají široké uplatnění i v jiných průmyslových oborech.[1]

Na výměníky tepla jsou kladeny různé požadavky. Například nízká výrobní cena, hmotnost a velikost. Rozměry však mají vliv na velikost čerpací práce, která je důležitá pro ekonomický provoz. Dalšími důležitými požadavkem je snadné čištění výměníku a nízké tvoření usazenin, které mají výrazný vliv na přenos tepla z teplosměnné plochy na médium. U výměníku tepla je také důležitá spolehlivost a životnost. [1,2]

#### **Teplonosná média**

V energetice se nejčastěji používají jako teplonosná média voda, pára, spaliny, vzduch nebo různá chladiva. Hlavními požadavky na volbu média jsou dostupnost, nízká cena, dobré termomechanické vlastnosti (vysoká měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost a vhodný bod varu), nízká agresivita a ekologičnost. [1,2]

#### **3.1 Rozdělení podle účelu**

Jedním z kritérií pro dělení výměníků je jejich funkce, níže uvádím několik typických příkladů s jejich funkcí:

- Ohříváky – zvýšení teploty ohřívaného média bez změny skupenství
- Výparníky – přeměna ohřívaného média z kapaliny na páru
- Přehříváky – zvýšení teploty páry
- Kondenzátory – přeměna chlazené páry na kapalinu
- Chladiče – snížení teploty chlazeného média bez změny skupenství

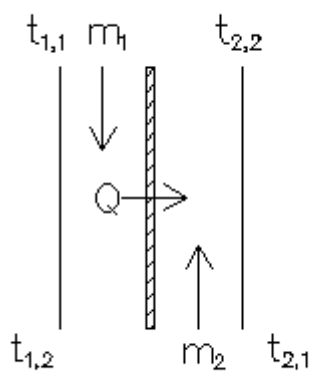
## 3.2 Rozdělení podle způsobu prostupu tepla

### Rekuperační

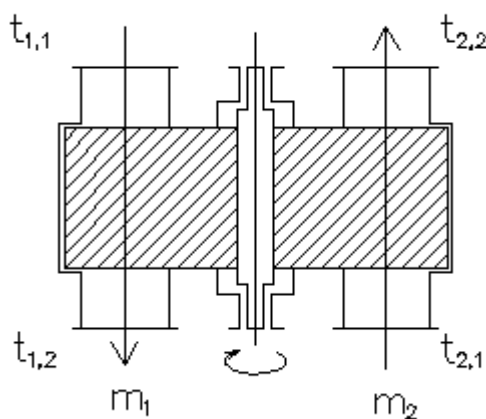
Pracovní média jsou oddělena od sebe stěnou, přes kterou se uskutečňuje přestup tepla. Rekuperační výměníky jsou nejpoužívanějším pro jejich široké využití a jednoduchou konstrukci. Princip je znázorněn na obr. 3.1 [2]

### Regenerační

Teplosměná plocha je střídavě omývána teplejším a studenějším médiem. Toho se nejčastěji docílí buď přepínáním klapek u v toku studenějšího a teplejšího média. Nebo jak je znázorněno na obr 3.2 pomocí rotačního válce s oddělenými průchozími komorami, které se střídají v jednotlivých tocích obou medií. [2]



Obr 3.1 Schéma rekuperačního výměníku[2]



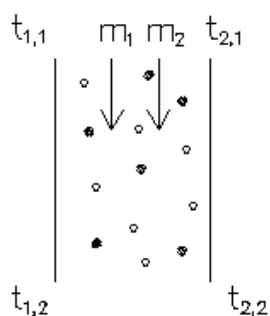
Obr 3.2 Schéma regeneračního výměníku [2]

### Kontaktní

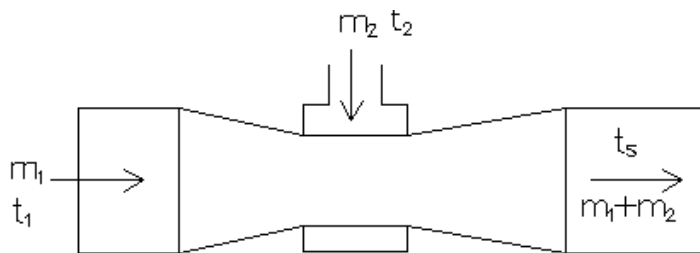
Pracovní media (z nichž jedno musí být v pevném skupenství) se smíchají a po přenosu energie se od sebe zase oddělí. Teplosměná plocha je tvořena povrchem látky s pevným skupenstvím. Princip je znázorněn na obr. 3.3 [2]

### Směšovací

Pracovní média vytvoří homogenní směs s ustálenou jednotnou teplotou. Princip je znázorněn na Obr. 3.4 [2]



Obr. 3.3 Schéma kontaktního  
výměníku [2]



Obr. 3.4 Schéma směšovacího  
výměníku[2]

### 3.3 Rozdělení způsobu přenosu energie

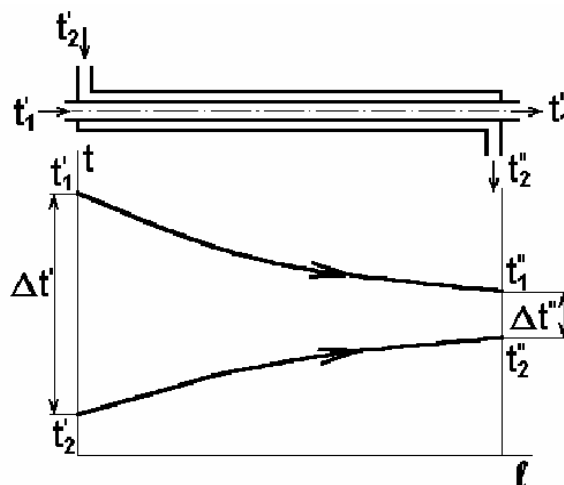
Dále můžeme dělit výměníky tepla podle toho, jestli přenáší většinu energi prouděním (konvekci) nebo sáláním (radiací) případně kombinací těchto dvou. [3,4]

### 3.4 Rozdělení podle směru vzájemného proudění medií

Uvádím zde další rozdělení rekuperačních výměníků, protože se ve své bakalářské práci budu dále zabývat návrhem rekuperačního výměníku tepla.

#### Souproudé výměníky

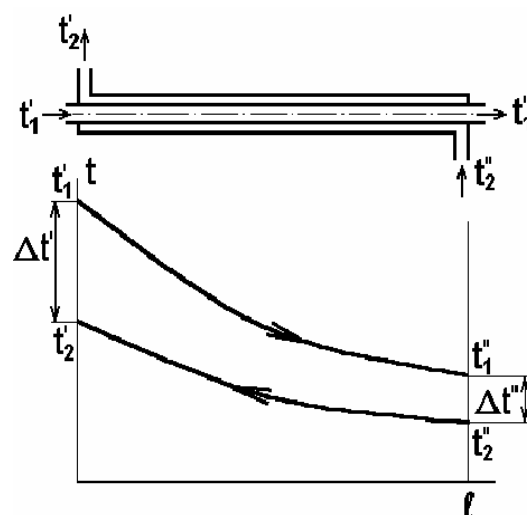
Směry os proudění ohřívaného i ohřívajícího media jsou rovnoběžné a stejně orientované. Zpočátku je tepelný tok velký, ale s přibližujícími teplotami medií klesá. Princip je znázorněn na Obr. 3.5



Obr. 3.5 schéma souproudého výměníku a  
tepelný průběh [4]

### Protiproudé výměníky

Směry os ohřívaného i ohřívajícího média jsou rovnoběžné a stejně orientované. Na rozdíl od souproudého výměníku zde se tepelný tok tolik nemění. Princip je znázorněn na Obr. 3.6

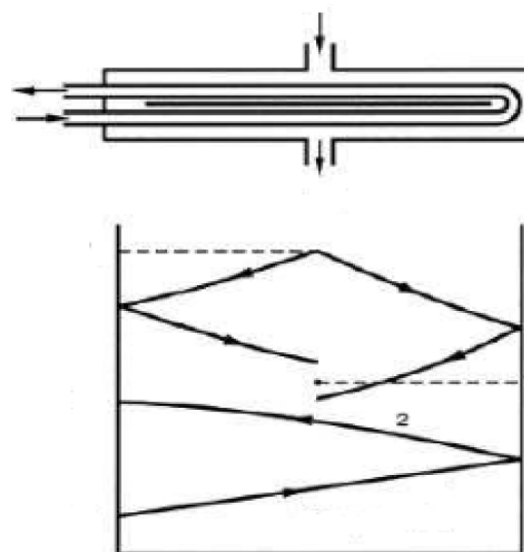


Obr. 3.6 schéma protiproudého výměníku a tepelný průběh[4]

### Křížové výměníky

Směry os ohřívaného a ohřívajícího média jsou na sebe kolmé. Princip je na Obr. 3.7

Směry proudění se mohou ve výměníku i kombinovat podle různých potřeb.



Obr. 3.7 schéma křížového výměníku a tepelný průběh

### **3.5 Konstrukce rekuperačních tepelných výměníků**

U výměníků tepla se můžeme setkat s různými druhy konstrukce. Nejdůležitějším prvkem je zřejmě tvar teplosměné plochy. Rozeznáváme dva hlavní typy konstrukce a to trubkové a deskové výměníky. Dále uvádím základní konstrukce trubkových a deskových výměníků a jejich srovnání.

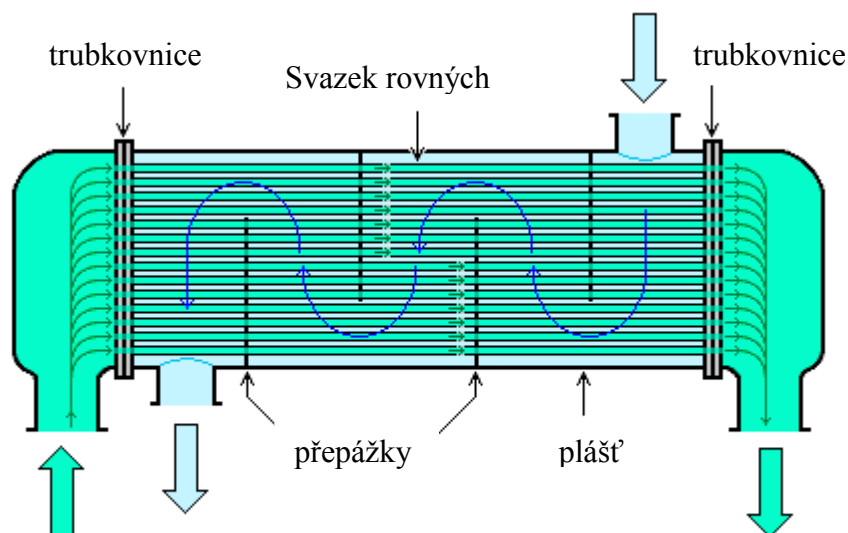
### **3.6 Trubkové výměníky**

Jsou nejstaršími a nejvíce používanými tepelnými výměníky. Mají dobrou odolnost proti pevnostnímu namáhání a snesou vysoké teploty.

Jsou tvořeny vnějším pláštěm a trubkami uvnitř pláště, kterým protéká první médium. Druhé médium pak protéká mezitrubkovým prostorem, který má obvykle 2 až 3x větší průřez než je průřez vnitřních trubek. Pro zlepšení přestupu tepla může být na vnější straně vnitřních trubek žebrování nebo mohou být v mezitrubkovém prostoru umístěny přepážky, které zajišťují, aby médium pomaleji prostupovalo výměníkem a déle zdrželo v kontaktu s teplosměnými plochami. Dále uvádím několik základních typů.

#### **Výměníky s rovnými trubkami**

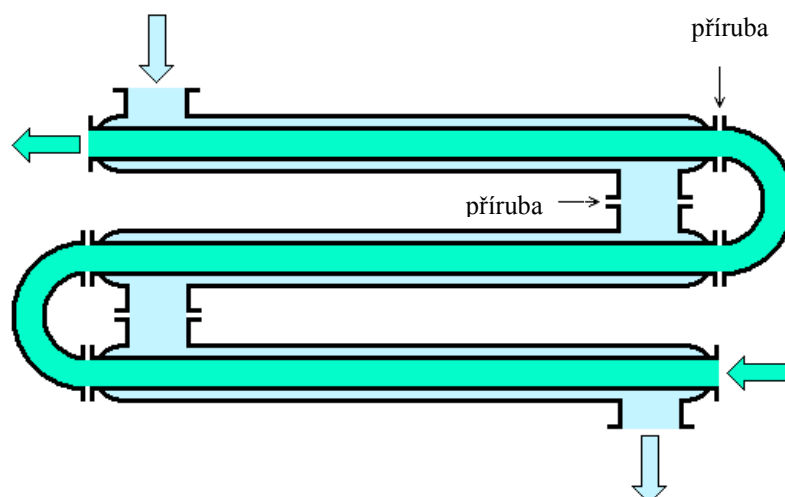
Jsou složeny z vnějšího pláště a dvou trubkovnic, které jsou k plášti napevno přivařeny. V trubkovnicích jsou zaválcované rovné trubky a trubkovnice mají také funkci příruby pro víka pláště. Výhodou je jednoduchá konstrukce, možnost výměny jednotlivých dílů a snadné čištění. Mezi nevýhody patří problémy s tepelnou roztažností. Schéma je na Obr. 3.8



Obr. 3.8 Výměník s rovnými trubkami [7]

### Dvoutrubkový výměník

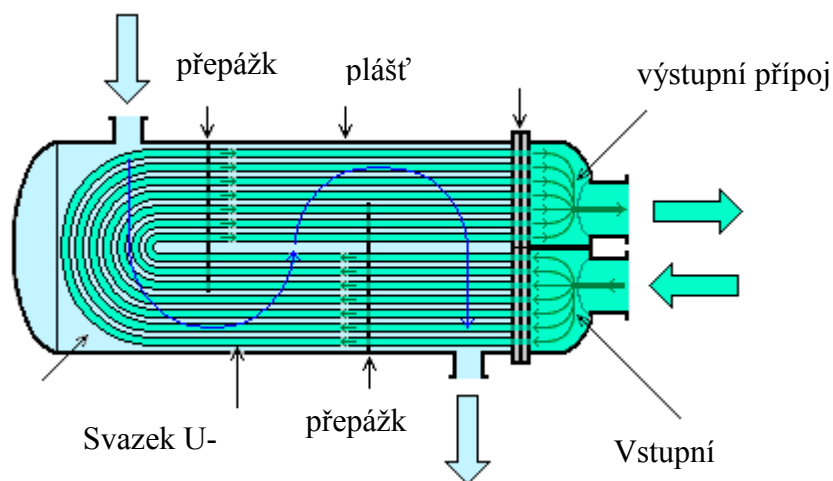
Základem konstrukce je trubka, ve které je vložena menší trubka. Tyto trubky jsou pak spojeny s ostatními do větších celků jak je zobrazeno na obr. 3.9 Používají se pro menší výkony. Výhodou je nízká výrobní cena a hmotnost. Nevýhodou je špatné čištění a špatné snášení vysokých teplot i tlaků.



Obr. 3.9 Dvoutrubkový výměník [7]

## Vlásenkový výměník

Tento typ výměníků má pouze jednu trubkovnici, protože vnitřní trubky, které jsou do trubkovnice zaválcovány, jsou ve tvaru písmene „U“. Schéma je na Obr. 3.10



Obr. 3.10 Dvoutrubkový výměník [7]

## 3.7 Dekové výměníky

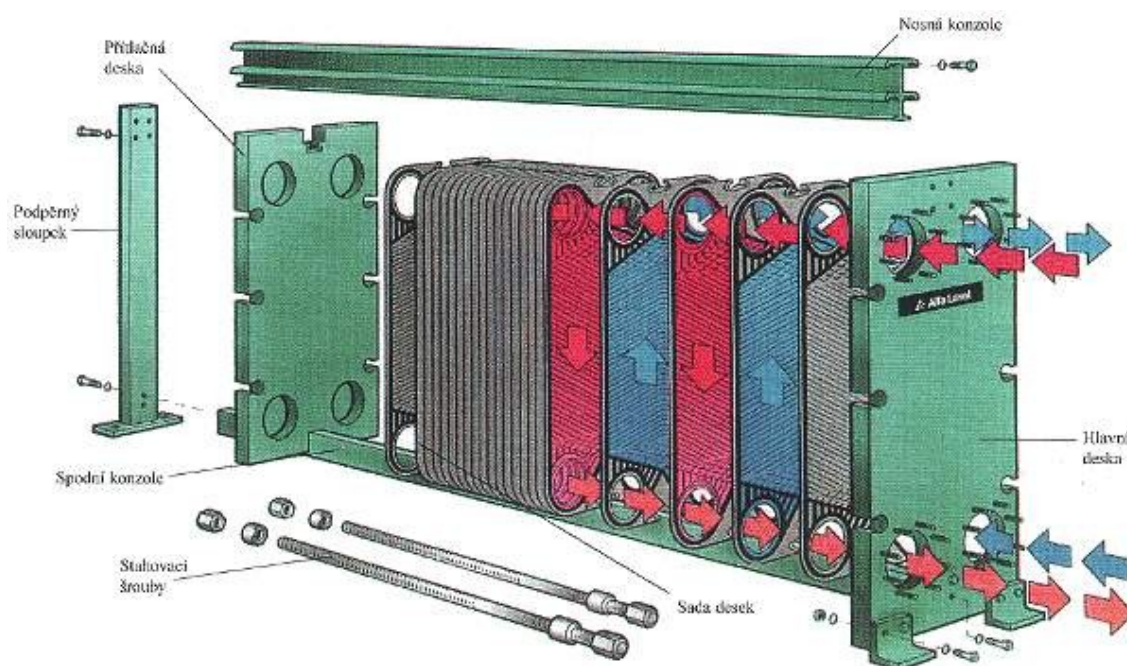
Deskové výměníky tepla se skládají z dvou krajních desek. Mezi těmito deskami je soustava desek, která tvoří systém kanálů. Těmito kanály protékají pracovní media a tvoří tak teplosměnou plochu výměníku. Podle druhu spojení můžeme rozdělit výměníky na pájené a montované.

Montované tepelné výměníky mají hlavní a přitlačnou desku. Přičemž k hlavní desce jsou ostatní desky připevněny pomocí přitlačné desky a šrouby. Systémy kanálů jsou opatřeny těsněním.

Jejich výhodou je, že jsou snadno rozebíratelné, díky tomu je velmi usnadněna jejich údržba. Další velkou výhodou je možnost přizpůsobit je pro různé výkony.

U pájených tepelných výměníků jsou desky spojeny pevným nerozebíratelným spojem. Není potřeba těsnění nebo šroubů. Pájením je docílen těsný spoj který snese vyšší tlaky oproti montovaným výměníkům.

Výhodou deskových výměníků oproti trubkovým je jejich větší účinnost, malá teplosměná plocha, nízká hmotnost a pro možnost sériové výroby desek i velmi nízká cena. Nevýhodou je že nedokážou snášet tak vysoké teploty a tlaky jako trubkové výměníky. Deskové výměníky tepla se nejčastěji používají pro topenářské účely. Schéma je na Obr. 3.11



*Obr. 3.11 deskový výměník [8]*



## 4 Volba paliva

Jako svoje biopalivo volím polena do délky jeden metr, proto níže uvádím charakteristiku dřeva a jeho vlastnosti při přímém spalování.

### Dřevo

Dřevo je nejrozšířenější fytoomasou vůbec. Objevuje se v mnoha podobách, které se mohou lišit nejenom velikostí a tvarem, ale i obsahem vody popele stupněm znečištění apod. Nejrozšířenějším zdrojem palivového dřeva je těžební průmysl, ze kterého se vyřazují klády nevhodné pro pilu a další zpracování. Pro využití dřeva jako paliva pro výrobu energií je především jeho trvalá obnovitelnost, dostupnost a nulový obsah síry. Nevýhodou je především nízké množství energie v krychlovém metru, vysoký podíl prchavé hořlaviny a nutnost palivo vysoušet. [9,10]

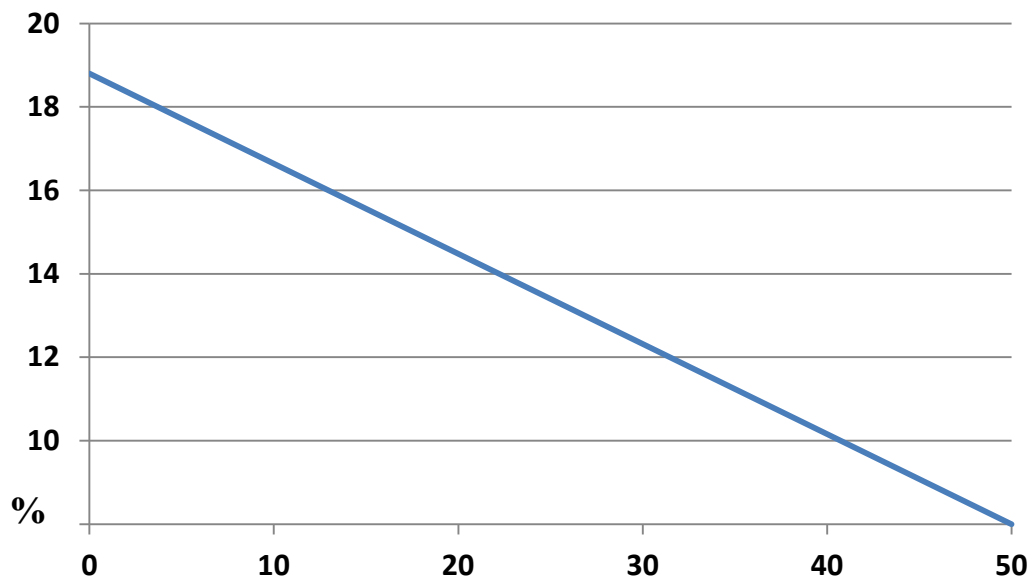
### 4.1 Vlhkost dřeva

Jedním z nejdůležitějších parametrů je obsah vody ve dřevě. Tedy hmotnostní podíl vody v palivu k celkové hmotnosti. Obsah vody má nejdůležitější vliv na výhřevnost dřeva, což je způsobeno vysokým výparným teplem vody. U čerstvě vytěženého dřeva se obsah vody pohybuje okolo 60%. Ale pro potřebu spalování je dobré dřevo vysoušet alespoň pod hodnotu 30%.

Na grafu Obr. 3.1 je znázorněna závislost výhřevnosti na obsahu vody. Teoretická největší výhřevnost dřeva je 18,8 MJ/kg. Tato je pro absolutně suché dřevo. Dřevo po vysušení nesmí být znovu vystaveno vlhkosti, protože by do sebe nasálo opět vodu. To znamená, že se dřevo musí uskladňovat, aby nezmoklo. Což je nevýhoda třeba oproti uhlí, které i když zmokne, do sebe vodu nevsákne. [10.11]

## Závislost výhřevnosti na vlhkosti

[MJ/kg]



Obr. 3.1 Graf závislosti obsahu vody na výhřevnosti[11]

### Obsah popele

Obsah popeloviny ve dřevě se je oproti jiným palivům velmi nízký pohybuje v rozmezí od 0,5% až 1%. Přitom největší podíl popeloviny je obsažený v kůře a zaleží na tom jak je kůra znečištěná hlinou a pískem.[9]

### Prchavá hořlavina

Prchavá hořlavina je směs hořlavých plynů, které se při hoření uvolňují z paliva. Aby také shořely, musí se zajistit přístup vzduchu k těmto plynům. Dřevo obsahuje 70-80% prchavé hořlaviny a uvolňuje se z něj při teplotě přes 200°C. To znamená, že dřevo hoří dlouhým plamenem, což ovlivňuje konstrukci topeniště. „Udává se, že uvolněná prchavá hořlavina (plyny) v sobě nese přes polovinu energie ve dřevě obsažené.“ [11].

## **Množství přiváděného kyslíku do spalovací komory**

Kyslík se do spalovací komory přivádí v podobě vzduchu. Pokud se pod rošt přivede nedostatek vzduchu, nemůže dojít k úplné oxidaci. V případě se přivede vzduchu, příliš dojde tímto přiváděným vzduchem z okolí vlivem jeho nízké teploty k prudkému ochlazení plamene a část hořlaviny se vyloučí ve formě sazí, tedy uhlíku. To má za následek zanášení celého systému. V obou případech dochází ke ztrátě energie. [11]

Pro zajištění spálení prchavé hořlaviny se na roštěm přivádí takzvaný sekundární vzduch. Tento vzduch neochlazuje tolik plamen a zajišťuje spálení plynné složky paliva. Při dokonalém spálení paliva obsahují spaliny pouze oxid uhličitý vodní páru kyslík a dusík. Dusík se procesu spalování prakticky nezúčastňuje, ale při vysokých teplotách dochází k jeho oxidaci, což nemá významný vliv na energetické využití, ale oxidy dusíku jsou velmi nežádoucím prvkem v emisích. [11]

U velkých kotlů je možno případně použít další přívod vzduchu a celý proces přívodu vzduchu je řízený počítačem na základě hodnot o složení spalin. Zajistit dobré spálení prchavé hořlaviny je jednou z nejdůležitějších podmínek pro dosažení vysoké účinnosti při topení dřevem. [11]

## 5 Výpočtová část

### Stechiometrické výpočty

V této kapitole je vypočten potřebný objem spalovacího vzduchu pro jednotkové množství paliva a složení vznikajících spalin, které vznikají při spalování. Uvažuji konstantní přebytek vzduchu  $n = 2$  a dokonalený průběh spalování.

#### 5.1 Palivo

Různé druhy dřeva se příliš složením neliší. Je spalováno dřevo o složení hořlaviny :

$$C^{daf} = 50,8\%$$

$$O^{daf} = 42,55\%$$

$$H^{daf} = 6,15\%$$

$$N^{daf} = 0,5\%$$

Převzato z literatury [9] hodnoty pro průměrné složení dřeva.

Obsah popeloviny ve spalovaném dříví v sušině je  $A^d = 1 \%$

Obsah vody v surovém stavu je  $W^r = 25 \%$

Obsah popeloviny v surovém stavu

$$A^r = A^d \cdot \left(1 - \frac{W^r}{100}\right) \quad (4.1)$$

$$A^r = 0,6 \cdot \left(1 - \frac{25}{100}\right)$$

$$A^r = 0,45\%$$

Z grafu na obr. 3.1 odpovídá podle obsahu vody výhřevnost  $Q_i^r = 12,25 \text{ MJ/kg}$

## 5.2 Množství prvků hořlaviny v surovém palivu

$$X^r = X^{daf} \cdot \left(1 - \frac{W^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right) \quad (4.2)$$

Kde:

$X^r$  je zastoupení složky hořlaviny v surovém palivu vyjádřeno v procentech

$X^{daf}$  procentuální vyjádření složky v hořlavině

$W^r$  vlhkost paliva

$A^r$  obsah popeloviny

Obsah uhlíku v surovém stavu

$$C^r = C^{daf} \cdot \left(1 - \frac{W^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right)$$

$$C^r = 49,5 \cdot \left(1 - \frac{25}{100} - \frac{0,75}{100}\right)$$

$$C^r = 37,719\%$$

Obsah kyslíku v surovém stavu

$$O^r = O^{daf} \cdot \left(1 - \frac{W^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right)$$

$$O^r = 44,1 \cdot \left(1 - \frac{30}{100} - \frac{0,75}{100}\right)$$

$$O^r = 31,593\%$$

Obsah vodíku v surovém stavu

$$H^r = H^{daf} \cdot \left(1 - \frac{W^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right)$$

$$H^r = 6,3 \cdot \left(1 - \frac{30}{100} - \frac{0,75}{100}\right)$$

$$H^r = 4,566\%$$

Obsah dusíku v surovém stavu

$$N^r = N^{daf} \cdot \left(1 - \frac{W^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right)$$

$$N^r = 0,1 \cdot \left(1 - \frac{30}{100} - \frac{0,75}{100}\right)$$

$$N^r = 0,037\%$$

### 5.3 Výpočet spalovacího vzduchu

Teoretický objem kyslíku

$$V_{O_2}^t = \frac{22,39}{12,01} \cdot C^r + \frac{22,39}{4,032} \cdot H^r - \frac{22,39}{32} \cdot O^r \quad (4.3)$$

$$V_{O_2}^t = \frac{22,39}{12,01} \cdot 0,37719 + \frac{22,39}{4,032} \cdot 0,04566 - \frac{22,39}{32} \cdot 0,31593$$

$$V_{O_2}^t = 0,735 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

Teoretický objem suchého vzduchu

$$V_{vzd,s}^t = \frac{V_{O_2}^t}{0,21} \quad (4.4)$$

$$V_{vzd,s}^t = \frac{0,735}{0,21}$$

$$V_{vzd,s}^t = 3,502 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

Skutečný objem suchého vzduchu

$$V_{vzd,s}^s = V_{vzd,s}^t \cdot n \quad (4.5)$$

$$V_{vzd,s}^s = 3,877 \cdot 2$$

$$V_{vzd,s}^s = 7,004 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

Součinitel podílu vodní páry ve vzduchu přicházející do spalovací komory při konstrukci nových zařízení podle literatury [13] bývá volen  $\nu = 1,016$  to odpovídá klimatickým předpokládaným podmínkám - teplotě  $t = 20^\circ\text{C}$  a přibližně relativní vlhkosti  $\varphi = 70\%$

Teoretický objem vlhkého vzduchu

$$V_{vzd,v}^t = V_{vzd,s}^t \cdot \nu \quad (4.6)$$

$$V_{vzd,v}^t = 3,502 \cdot 1,016$$

$$V_{vzd,v}^t = 3,558 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu

$$V_{vzd,v}^s = V_{vzd,s}^s \cdot \nu \quad (4.7)$$

$$V_{vzd,v}^s = 7,004 \cdot 1,016$$

$$V_{vzd,v}^s = 7,116 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

## 5.4 Výpočet měrného množství spalin

Teoretické množství suchých spalin

$$V_{spl,s}^t = \frac{22,25}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} + \frac{22,39}{28,013} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,79 \cdot V_{vzd,s}^t \quad (4.8)$$

$$V_{spl,s}^t = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,37719 + \frac{22,39}{28,013} \cdot 0,00371 + 0,79 \cdot 3,502$$

$$V_{spl,s}^t = 3,469 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

Skutečné množství suchých spalin

$$V_{spl,s}^s = V_{spl,s}^t + (n - 1) \cdot V_{vzd,s}^t \quad (4.9)$$

$$V_{spl,s}^s = 3,469 + (2 - 1) \cdot 3,502$$

$$V_{spl,s}^s = 6,970 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

Množství vodní páry

$$V_{H_2O} = \frac{22,39}{2,016} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{22,39}{18} \cdot \frac{W^r}{100} + n \cdot (\nu - 1) \cdot V_{vzd,s}^t \quad (4.10)$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,39}{2,016} \cdot 0,04566 + \frac{22,39}{18} \cdot 0,25 + 2 \cdot (1,016 - 1) \cdot 3,502$$

$$V_{H_2O} = 0,930 \text{ m}_N^3/kg$$

Skutečné množství vlhkých spalin

$$V_{spl,v}^s = V_{spl,s}^s + V_{H_2O} \quad (4.11)$$

$$V_{spl,v}^s = 6,97 + 0,93$$

$$V_{spl,v}^s = 7,900 \text{ m}_N^3/kg$$

## 5.5 Složení spalin

Množství oxidu uhličitého ve spalinách

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} \quad (4.12)$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,37719$$

$$V_{CO_2} = 0,699 \text{ m}_N^3/kg$$

Množství dusíku ve spalinách

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,013} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,79 \cdot V_{vzd,s}^s \quad (4.13)$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,013} \cdot \frac{0,371}{100} + 0,79 \cdot 7,004$$

$$V_{N_2} = 5,536 \text{ m}_N^3/kg$$



Množství kyslíku ve spalinách

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vzd,s}^t \quad (4.14)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (2 - 1) \cdot 3,502$$

$$V_{O_2} = 0,735 \text{ m}_N^3/\text{kg}$$

## 5.6 Procentuální zastoupení jednotlivých složek ve spalinách

$$X_X = \frac{V_X}{V_{spl,v}^s} \cdot 100 [\%] \quad (4.15)$$

Oxid uhličitý

$$X_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{spl,v}^s} \cdot 100$$

$$X_{CO_2} = \frac{0,699}{7,900} \cdot 100$$

$$X_{CO_2} = 8,849 [\%]$$

Voda

$$X_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{spl,v}^s} \cdot 100$$

$$X_{H_2O} = \frac{0,930}{7,900} \cdot 100$$

$$X_{H_2O} = 11,774 [\%]$$

Kyslík

$$X_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{spl,v}^s} \cdot 100$$

$$X_{O_2} = \frac{0,735}{7,900} \cdot 100$$

$$X_{O_2} = 9,308 [\%]$$

dusík

$$X_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{spl,v}^s} \cdot 100$$

$$X_{N_2} = \frac{5,536}{7,900} \cdot 100$$

$$X_{N_2} = 70,070 [\%]$$

## 5.7 Adiabatická teplota plamene

Důležitý údaj charakterizující proces hoření paliva je adiabatická teplota plamene (nedochází k výměně tepla s okolím). Závisí na vlastnostech paliva a podmínkách spalování.

$$t_a = \frac{\eta \cdot Q_I^r + (1 - \xi_{MN}) \cdot c_{p,vz} \cdot n \cdot V_{vzd,v}^t \cdot t_{vz}}{(1 - \xi_{MN}) \cdot c_{p,sp} \cdot V_{sp,v}^s}$$

Kde :

$\eta$  účinnost topeniště %

$\xi_{MN}$  ztráta mechanickým nedopalem

$c_{p,vz}$  měrná tepelná kapacita vzduchu  $kJm^{-1}K^{-1}$

$c_{p,sp}$  měrná tepelná kapacita spalin  $kJm^{-1}K^{-1}$

$t_{vz}$  teplota přiváděného vzduchu  $^{\circ}C$

Při výpočtu předpokládám, že nedochází ke ztrátám nedopalem  $\xi_{MN} = 0$  a účinnost topeniště uvažuji  $\eta = 0,98$ . Teplotu přiváděného vzduchu volím  $t_{vz} = 20^{\circ}C$ . Teplotu plamene potom závisí na účinnosti topeniště, výhřevnosti paliva a množství přiváděného vzduchu do spalovací komory.

$$t_a = \frac{\eta \cdot Q_I^r + c_{p,vz} \cdot n \cdot V_{vzd,v}^t \cdot t_{vz}}{c_{p,sp} \cdot V_{sp,v}^s} \quad (4.16)$$

Jak je uvedeno v [14] je měrná tepelná kapacita vzduchu  $c_{p,vz} = 1,297 \text{ kJm}_N^{-3}\text{K}^{-1}$  pro teplotu 20°C.

Měrnou tepelnou kapacitu  $c_p$ , pro jednotlivé složky jsem určil z [14] předběžně pro 1000°C a celkové  $c_{p,sp}$  jsem určil podle vzorce :

$$c_{p,sp} = X_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2\%} + X_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O\%} + X_{O_2} \cdot c_{p,O_2\%} + X_{N_2} \cdot c_{p,N_2\%}$$

Získal jsem hodnotu  $c_{p,sp} = 1,514 \text{ kJm}_N^{-3}\text{K}^{-1}$  dopočetl teplotu a podle ní jsem zpřesnil  $c_{p,sp}$ . Výpočet jsem opakoval, až jsem dostatečně zpřesnil měrnou tepelnou kapacitu spalin na hodnotu:  $c_{p,sp} = 1,527 \text{ kJm}_N^{-3}\text{K}^{-1}$

$$t_a = \frac{0,98 \cdot 13,2 \cdot 10^3 + 1,297 \cdot 2 \cdot 3,558 \cdot 20}{1,527 \cdot 7,900}$$

$$t_a = 1087,179 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 6 Výpočet teplosměných ploch

Požadované parametry :	výkon kotle	$P = 1 \text{ MW}$
	Tlak napájecí vody	$p = 0,1 \text{ MPa}$
	Teplota ohřáté vody	$t_{OV} = 90^\circ\text{C}$
	Teplota napájecí vody	$t_{NV} = 70^\circ\text{C}$

Tlak napájecí vody (vstup) a ohřáté vody (výstup) je stejný 0,1MPa.

Hodnoty entalpií vody jsem získal z programu EES.

$$i_{NV} = 293,1 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{OV} = 377 \text{ kJ/kg}$$

Průtok vody

$$\dot{m}_v = \frac{P}{i_{OV} - i_{NV}} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_v = \frac{1000}{377 - 293,1}$$

$$\dot{m}_v = 11,919 \text{ kg/s}$$

### Příkon kotle

Při výpočtu zanedbávám fyzické teplo paliva a vzduchu.

Množství paliva

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{m}_v \cdot (i_{OV} - i_{NV})}{13200 \cdot 0,7} \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{pal} = \frac{11,919 \cdot (377 - 293,1)}{13200 \cdot 0,7}$$

$$\dot{m}_{pal} = 0,1082 \text{ kg/s}$$

Příkon kotle

$$P_P = \dot{m}_{pal} \cdot Q_l^r \quad (5.3)$$

$$P_P = 0,0877 \cdot 15200$$

$$P_P = 1333,33 \text{ kW}$$

Výkon ohříváku

$$P = m_v \cdot (i_{OV} - i_{NV}) \quad (5.4)$$

$$P = 11,919 \cdot (377 - 293,1)$$

$$P = 1000 \text{ kW}$$

Množství spalín procházející kotlem

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp,v}^s \cdot \dot{m}_{pal} \quad (5.5)$$

$$\dot{V}_{sp} = 7,900 \cdot 0,1082$$

$$\dot{V}_{sp} = 0,8550 \text{ m}_N^3/\text{s}$$

## 6.1 Volba materiálu

Pro konstrukci výměníku volím materiál konstrukční ocel 11 423

$$\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 47,9 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

Trubky bezešvé

Vnější průměr  $D = 89 \text{ mm}$

Vnitřní průměr  $d = 85 \text{ mm}$  [15]

## 6.2 Teplota na konci ohříváku

Teplotu na konci ohříváku určíme z celkové tepelné bilance výměníku

$$P = \dot{V}_{sp} \cdot c_{p,sp} \cdot (t_{1,1} - t_{1,2}) \quad (5.6)$$

$$t_{1,2} = t_{1,1} - \frac{P}{\dot{V}_{sp} \cdot c_{p,sp}}$$

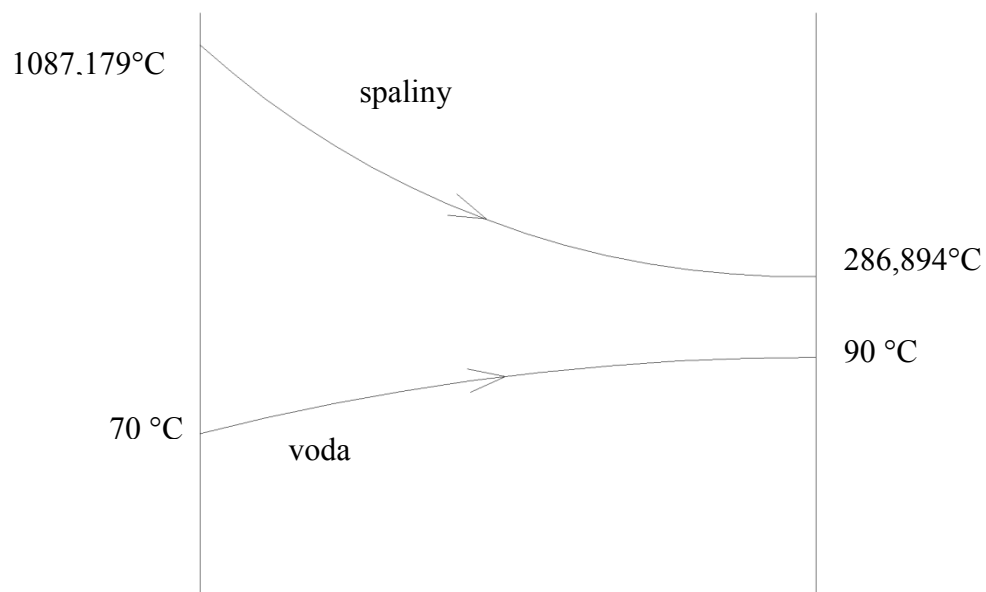
$$t_{1,2} = 1087,179 - \frac{1000}{0,855 \cdot 1,461}$$

$$t_{1,2} = 286,894 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde :  $c_{p,sp}$  je měrná tepelná kapacita pro střední teplotu spalin, kterou jsem na začátku výpočtu zvolil a dopočetl stejným postupem jako v kapitole 4.7

$$c_{p,sp} = 1,461 \text{ kJm}^{-1}\text{K}^{-1}.$$

## 6.3 Střední logaritmický rozdíl teplot



Obr 6.1. Průběh teplot ve výměníku

$$\Delta t_1 = 1087,179 - 70 = 1017,179 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 286,894 - 90 = 196,894 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Při výpočtu volím souprode proudění médií z konstrukčních důvodů.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (5.7)$$

$$\Delta t = \frac{1017,179 - 216,894}{\ln \frac{1017,179}{196,894}}$$

$$\Delta t = 499,527 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 6.4 Přestup tepla konvekcí na straně spalin

Množství spalin při střední teplotě

$$\dot{V}_{sp,sk} = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{T_{stř}}{T} \quad (5.8)$$

$$\dot{V}_{sp,sk} = 0,855 \cdot \frac{687,036 + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{sp,sk} = 3,006 \text{ m}^3/\text{s}$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp,sk}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} \quad (5.9)$$

$$w_{sp} = \frac{3,006}{\frac{\pi \cdot 0,085^2}{4} \cdot 42}$$

$$w_{sp} = 12,611 \text{ m/s}$$

Kde:  $n_{tr}$  je počet trubek, který jsem zvolil a  $d$  je vnitřní průměr trubky.

### **Střední teplota spalin**

Je při výpočtu určující teplotou pro ostatní veličiny.

$$t_{stř} = \frac{t_a + t_{1,2}}{2} \quad (5.10)$$
$$t_{stř} = \frac{1087,179 + 286,894}{2}$$
$$t_{stř} = 687,036 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### **Reynoldsovo kritérium**

Podle literatury [4] počítám s vnitřním průměrem trubky jako s charakteristickým rozměrem.

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \quad (5.11)$$
$$Re = \frac{12,611 \cdot 0,085}{0,000109703}$$
$$Re = 9771,604$$

Kde  $\nu$  je součinitel kinematické viskozity spalin z [4]  $\nu = 0,000109703 \text{ m}^2/\text{s}$

### **Prandtlovo kritérium**

Pro střední teplotu spalin odečtu z [4]

$$Pr = 0,611$$

Určil jsem z [4] pro teplotu stěny, která je vypočtena níže

$$Pr_s = 0,674$$



### Nusseltovo kritérium

$$Nu = K_O \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (5.12)$$

$$Nu = 32,333 \cdot 0,611^{0,43} \cdot \left( \frac{0,611}{0,674} \right)^{0,25}$$

$$Nu = 25,535 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Kde součinitel  $K_O$  jsem určil z [4]

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{d} \quad (5.13)$$

$$\alpha_K = \frac{25,535 \cdot 0,0816}{0,085}$$

$$\alpha_K = 24,512 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Kde  $\lambda_{sp}$  je tepelná vodivost spalin z [4] pro střední teplotu spalin

$$\lambda_{sp} = 0,0816 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

## 6.5 Přestup tepla sáláním

Parciální tlak tříatomových plynů

$$p_{sp} = p \cdot (X_{CO_2} + X_{H_2O}) \quad (5.14)$$

$$p_{sp} = 0,1 \cdot (0,08849 + 0,11774)$$

$$p_{sp} = 0,0206 \text{ MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{SP}} \quad (5.15)$$

Kde  $V$  je objem a  $F_{SP}$  povrch sálového prostoru. Po dosazení jsem úpravou vzorec zjednodušil. Úpravu neuvádím

$$s = 3,6 \cdot \frac{\frac{0,085^2}{4}}{0,085}$$

$$s = 0,0765 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání vlivem tříatomových plynů

$$k_s = \left( \frac{7,8 \cdot 16 \cdot X_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{1000} \right) \quad (5.16)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,11774}{3,16 \cdot \sqrt{0,0296 \cdot 0,0765}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{638,036 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_s = 49,068 \text{ s}^2/\text{kg}$$

Součinitel zeslabení popílkovými částicemi zanedbávám.

Celkový součinitel zeslabení

$$k = k_s \cdot (X_{H_2O} + X_{CO_2}) \quad (5.17)$$

$$k = 49,068 \cdot (0,11774 + 0,08849)$$

$$k = 10,123 \text{ s}^2/\text{kg}$$

Optická hustota prostředí

$$k \cdot p_{sp} \cdot s = 10,123 \cdot 0,0206 \cdot 0,0765 \quad (5.18)$$

$$k \cdot p_{sp} \cdot s = 0,07744$$

Stupeň černosti spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p_{sp} \cdot s} \quad (5.19)$$

$$a = 1 - e^{-0,07744}$$

$$a = 0,0745$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_{stř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{S2}}{T_S}\right)^4}{1 - \frac{T_{S2}}{T_S}} \quad (5.20)$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,0745 \cdot 960,186^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{456,525}{960,186}\right)^4}{1 - \frac{456,525}{960,186}}$$

$$\alpha_S = 6,122$$

Kde  $a_{st}$  je stupeň černosti stěn trubek podle [13]  $a_{st} = 0,8$

### Kombinovaný přestup tepla

$$\alpha = \alpha_S + \alpha_K \quad (5.21)$$

$$\alpha = 6,122 + 24,512$$

$$\alpha = 30,634$$

## 6.6 Přestup tepla konvekcí na straně vody

Střední teplota vody

Určující teplota pro hodnoty ostatních veličin

$$t_{v,stř} = \frac{90 + 70}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Voda proudí v obdélníkovém kanále, ve kterém jsou umístěny trubky. Rozměry kanálu volím:

$$a = 1,132 \text{ m}$$

$$b = 0,982 \text{ m}$$

### **Objemový průtok vody**

$$\dot{V}_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v} = \frac{11,919}{971,79} = 0,01227 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kde  $\rho_v$  je hustota vody při střední teplotě z [14]  $\rho_v = 971,79 \text{ kg/m}^3$

### **Rychlost proudění vody**

$$\omega_v = \frac{\dot{V}_v}{S_k} = \frac{0,01227}{0,834} = 0,0147 \text{ m/s}$$

Kde  $S_k$  je průřez kanálu bez průřezu trubek výpočet neuvádím.

Charakteristickým rozměrem je hydraulický průměr

omočený obvod

$$O = 2 \cdot (a + b) + 42 \cdot \pi \cdot D \quad ( 5.22 )$$

$$O = 2 \cdot (1,132 + 0,982) + 42 \cdot \pi \cdot D$$

$$O = 15,971$$

### **Hydraulický průměr**

$$D_h = \frac{4 \cdot S_k}{O} = \frac{4 \cdot 0,834}{15,443} = 0,213 \text{ m} \quad ( 5.23 )$$

Kde:  $S_k$  je plocha průřezu kanálu kterým proudí voda. Výpočet neuvádím.

### Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot D_h}{\nu} \quad (5.24)$$

$$Re = \frac{0,0144 \cdot 0,213}{0,365 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 8406,357$$

Kde  $\nu$  jsem určil z [16]

### Prandtlovo kritérium

Určil jsem z [4]

$$Pr = 2,210$$

$$Pr_s = 1,002$$

### Nusseltovo kritérium

$$Nu = K_o \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad (5.25)$$

$$Nu = 28,219 \cdot 2,21^{0,43} \cdot \left(\frac{2,21}{1,002}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 48,387 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vody

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{D_h} \quad (5.26)$$

$$\alpha_v = \frac{48,387 \cdot 0,674}{0,213}$$

$$\alpha_v = 153,136 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Kde  $\lambda_v$  je tepelná vodivost vody z [4] pro střední teplotu spalin  $\lambda_{sp} = 0,674 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_v}} = \frac{1}{\frac{1}{30,634} + \frac{0,004}{47,9} + \frac{1}{153,136}} = 25,473 \text{ } Wm^{-2}K^{-1}$$

### Teploty stěn

$$t_{s1} = t_{stř} - q \cdot \frac{1}{\alpha} = 182,27 \text{ } ^\circ C$$

$$t_{s2} = t_{v,stř} + q \cdot \frac{1}{\alpha_v} = 180,97 \text{ } ^\circ C$$

kde  $q$  je tepelný tok [ $Wm^{-2}$ ]

### Celková teplosměná plocha

$$S_c = \frac{P}{k_c \cdot \Delta t} \quad (5.27)$$

$$S_c = \frac{1000000}{25,473 \cdot 499,527}$$

$$S_c = 78,588 \text{ } m^3$$

Podle výsledné teplosměné plochy jsem dopočetl průměrnou délku trubek ve výměníku  
 $l = 7,008 \text{ m}$ .

## 7 Závěr

Ve své bakalářské práci jsem spočetl množství a složení spalin vycházejících z kotle. Dále jsem určil konstrukci tepelného výměníku a provedl jeho tepelný výpočet. Pomocí tohoto výpočtu jsem dopočetl průměrnou délku vnitřních trubek  $l = 7,008$  m. Vypočtená délka není konečná, musí se k ní připočítat také část, která nebude teplosměnou plochou (např. přírubová část). Také kvůli konstrukci se zahnutými trubkami nebude délka všech trubek stejná, spočtená hodnota je průměrnou hodnotou, kterou by měli mít trubky v teplosměné části. Na závěr jsem vypracoval schéma řešeného tepelného výměníku.

## 8 Použitá literatura

- [1] KRBEK, J., MERTA, S., POLESNÝ, B.: *Výměníky tepla v průmyslové energetice*, 1990
- [2] Ochrana, L.: *Spalovací zařízení a výměníky tepla*, VUT v Brně 1993 ISBN 80-214-0529-5
- [3] Rédr, M., Příhoda, M.: *Základy tepelné techniky*. Praha. SNTL, 1991
- [4] KADLEC Z.: *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty. 1. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. IBS 978-80-7385-061-6*
- [6] BALÁŠ, M.: *Kotle a výměníky tepla*, 1. vyd., Cerm 2009 ISBN 978-80-214-3955-9
- [7] [http://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Heat\\_exchanger\\_diagrams](http://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Heat_exchanger_diagrams)
- [8] <http://bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>
- [9] Noskovič P. a kol.: *Biomasa a její energetické využití*
- [10] [http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/FRVS/CD\\_Biomasa\\_nove](http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/FRVS/CD_Biomasa_nove)
- [11] <http://www.topenidrevem.cz>
- [12] [www.biom.cz](http://www.biom.cz)
- [13] Dlouhý T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*
- [14] Kadlec Z.: *Termomechanika - návody do cvičení* ISBN 978-80-248-1736-1
- [15] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky* IBSN 80-7361-033-7
- [16] <http://www.converter.cz/tabulky/hustota-vody.htm>



### **Poděkování**

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Zdeněk Kadlec, PhD. za čas věnovaný konzultacím s mojí bakalářskou prací, odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Ostravě: 21. 5. 2012

Marek Skočík

## **9 Seznam příloh**

1. Schéma tepelného výměníku

## 10 Přílohy

Schéma tepelného výměníku

